

いて車両を減速させて、車両の安定性を保つことはできないという問題点があった。

この発明は、トラクションコントロールのように、単に駆動輪のスリップを検知して、スリップを抑えるのではなく、旋回中の車両状態を検知して、車両速度を制御することにより、車両の安定性を保つことを目的としている。

(課題を解決するための手段)

上述の問題点を解決するため本発明においては、車両旋回時に、その旋回状態を検知して出力するセンサ群と、そのセンサ群からの出力により安定した旋回が可能な限界を計算して推定し、その旋回状態が安定した旋回が可能な限界に近づいた場合に応動して出力する手段と、その手段の出力により車両を減速させる手段とを備えて車両用ブレーキ装置を構成する。

(作 用)

上述のように、この発明によれば、車両旋回時に、車両が安定した旋回が可能な限界に近づいた場合に、積極的に(自動的に)車両を減速させるこ

とができるようにしたため、車両旋回時に、運転者の意志にかかわらず車両が安定した旋回が可能な限界を越えないように制御され、運転者の予想に反してコーナーのカーブが急である場合などにオーバースピードでコーナーに突入した場合においても、すばやく適正な車両の減速が行われることによって、運転者がパニック状態におちいることによる急ブレーキ操作や、急ハンドル操作を阻止して車両の安定性を確保することができる。

またこの発明によれば、上記のような不意に車両が危険な状態になるのを防ぐのとは逆に、運転者が高速でコーナーを曲がりたい場合には、車両の安定性を確保する最高速度でコーナーを曲がる事が可能になる。

(実施例)

以下、図面について本発明の実施例を説明する。まず、この発明では第1図の概要構成図に示すように、車両の旋回状態を検知する旋回状態検知手段aと、この旋回状態検知手段aからの出力信号により安定した旋回が可能な限界を計算して推定

する旋回限界計算(推定)手段bと、ブレーキ操作圧力源cよりの圧力を受けて各車輪へブレーキ力を加える各ホイールシリンダgと、そのブレーキ力を調整するための圧力調整装置fと、旋回限界計算(推定)手段bからの出力信号に応じて、車両が限界に近づかないよう制動するためのブレーキ力を演算し、その演算値に基づいて圧力調整装置fを制御するブレーキ制御手段dと、同じく旋回限界計算(推定)手段bからの出力信号に応じて、車両が限界に近づかないよう制動するため、エンジンhの出力を制御するためのエンジン制御手段eとを備える構成にしている。

第2図はこの発明の一実施例の全体構成を示すブロック図であり、51は電磁ピックアップ等の車輪速を検出する車輪速センサ群、52は車両の前後、左右方向の加速度を検出する加速度センサ、53はステアリングの操舵角を検出する操舵角センサ、54はブレーキスイッチ、圧力スイッチ、アクセルスイッチ等のスイッチ群、55は車両の重心点まわりのヨー角加速度を検出するヨー角加速度センサ、

56は各ホイールシリンダの油圧を検出する油圧センサ群である。これらのヨー角加速度センサ55および油圧センサ群56は制御の精度向上などのために必要に応じて用いる。14はECU(電子制御回路)であり、51~56のセンサ群、およびスイッチ群からの各種信号に基づいた演算処理を行い、ブレーキ圧を調整するブレーキアクチュエータ16、およびエンジン出力を調整するエンジン出力調整器17に制御信号を加えて制御するものである。前記ブレーキアクチュエータ16は、圧力切り換え弁7と、各車輪のブレーキ系に配備した圧力調整器11、21、31、41を備える。

第3図は、この発明の一実施例を示すシステム図である。まず構成を説明すると、1~4は従来のブレーキと同じで、1はブレーキペダル、2はブースタ、3はリザーバで、4はマスターシリンダである。5、6はプランジャで、7は切り換え弁、8はアクチュエータ、9はポンプ、15はリザーバである。リザーバ3と15は同一のものでよい。10、30はアンチスキッド用のアクチュエータ

と同様のアキュムレータであり、20, 40はアンチスキッド用のリザーバタンクと同様のリザーバタンクである。19, 29はポンプであり、9のポンプと同一のものでよい。11, 21, 31, 41は電磁弁、12, 22, 32, 42はキャリバ、13, 23, 33, 43はディスクロータであり、それぞれ4輪分である。14はコントローラであり、 $a_1 \sim a_4$ は各輪の車輪速センサ51からの出力信号であり、アンチスキッドやトラクションコントロールに用いられる。 a_5 は操舵角センサ53からの出力信号、 a_6, a_7 はそれぞれ前後、左右の加速度センサ52a, 52bからの信号である。また、ヨー角加速度センサ55と、各輪の油圧センサ56、および各種スイッチ群54は省略してある。bはエンジン出力調整器への制御信号である。

車両の旋回時には、遠心力による横方向加速度により車両は旋回の外側にふくらもうとする。この時運転者は、ステアリングを操舵することにより前輪の横力を増加させ、車両が旋回の外側にふくらまないようにして目標のコースを走ろうとする。

4図のフローチャートについて説明する。

まず、ステップ100で4輪の各車輪速度 V_{FL} , V_{FR} , V_{RL} , V_{RR} (FL--- 左前輪、FR--- 右前輪、RL--- 左後輪、RR--- 右後輪) を入力し、ステップ101で操舵角 θ を入力し、ステップ102において車両の前後方向、および左右方向の加速度 x, y を入力する。そして、ステップ103で各車輪速度、および車体前後加速度より車体速度 V を演算し、ステップ104において各車輪速度、およびステップ103で求めた車体速度 V より各輪のスリップ率 S_i を求める。ただし

$$S_i = \frac{V_i - V}{V} \quad (i=FL, FR, RL, RR) \text{ である。}$$

ステップ105では車体速度 V および車体左右加速度 \ddot{y} より旋回半径 R を演算する。

$$\text{ただし } R = \frac{V^2}{\ddot{y}}$$

である。ステップ106では現在の車体速度 V における限界旋回半径 R_L を車体速度 V から求める。例えば、車両によって定まる限界車体左右加速度

を \ddot{y}_L とすると、 $R_L = \frac{V^2}{\ddot{y}_L}$ である。ステップ107では現在の旋回半径 R における限界旋回速度 V_L を旋回半径 R より求める。限界車体左右加速度を \ddot{y}_L とすると、 $V_L = \sqrt{R \cdot \ddot{y}_L}$ である。また、上記の限界車体左右加速度 \ddot{y}_L は、各輪のスリップ率 S_i に応じて変化させてもよい。また、各輪のスリップ率 S_i の状態によってはアンチスキッド、またはトラクションコントロールの制御を優先させてもよい。

従って、本発明は、旋回走行時に、その旋回状態に応じて車両が安定した旋回の可能な限界に近づいたときに、すばやく車両を減速させることにより、車両が限界を越えないように制御して車両の旋回安定性を確保するようにした。

次に、第3図のBCU 14による制御の詳細を第

を \ddot{y}_L とすると、

$$R_L = \frac{V^2}{\ddot{y}_L}$$

である。ステップ107では現在の旋回半径 R における限界旋回速度 V_L を旋回半径 R より求める。

限界車体左右加速度を \ddot{y}_L とすると、

$$V_L = \sqrt{R \cdot \ddot{y}_L} \text{ である。また、上記の限界車体}$$

左右加速度 \ddot{y}_L は、各輪のスリップ率 S_i に応じて変化させてもよい。また、各輪のスリップ率

S_i の状態によってはアンチスキッド、またはトラクションコントロールの制御を優先させてもよい。

そして、ステップ108では旋回半径 R が限界旋回半径 R_L に対して、または、車体速度 V が限界旋回車速 V_L に対してどういう値にあるかを判断し、ある許容値を越えた場合にはステップ109にすすんでシステムを作動させ、許容値を越えない場合にはシステムは作動させない。ここで、許容値 kV_L, hR_L の係数 k, h (k, h は1よりも若干小さい係数) は予め定めておく。ステップ109では

車体速度 V 、限界車体速度 V_L 、旋回半径 R 、限界旋回半径 R_L より目標減速度 \ddot{x}^* を演算し、ステップ110では目標減速度 \ddot{x}^* を得るための目標ブレーキ油圧(P_{PL}^* , P_{PR}^* , P_{AL}^* , P_{AR}^*)を演算する。ステップ111では圧力切り換え弁7をON(第3図右側の状態)にする。これによりアキュムレータ8内の油圧がプランジ5, 6に作用して、該プランジ5, 6内の圧液が圧力調整器11, 21, 31, 41側に送られる。次のステップ112で目標ブレーキ油圧を得るための圧力調整器(11, 21, 31, 41)のソレノイドへの供給電流 i_{PL} , i_{PR} , i_{AL} , i_{AR} を求め、ステップ113で各ソレノイドに電流を供給してブレーキ圧力制御を行うことにより車両の減速度を得る。すなわち、圧力調整器(11, 21, 31, 41)について、それぞれ弁位置を第3図の左側の位置にすると、プランジ5, 6からブレーキのキャリパ12, 22, 32, 42へ圧液が送られて、ブレーキ液圧が増圧される。また、弁位置が中立位置にあるときには、液路が遮断されることによりブレーキ液圧は一定に保持

される。一方、弁位置が右側の位置にあるときにはブレーキ液はリザーバタンク20, 40側へ戻される。このように圧力調整器(11, 21, 31, 41)の切換位置を制御することによりブレーキ圧が制御される。なお、リザーバタンク20, 40の圧液はポンプ19, 29によりリザーバタンク3に戻される。一方、ステップ114では目標減速度 \ddot{x}^* を得るためのエンジン出力制御信号を演算する。例えば、スロットル開度によりエンジン出力を制御する場合には、ブレーキによって得られる減速度との関係を考えて目標スロットル開度を決定し、目標スロットル開度を得るための制御信号を演算する。そして、ステップ115でエンジン出力調整器を駆動する。前記した例ではスロットルを駆動することになる。

第5図は他の実施例のフローチャートを示すもので、この実施例は、前記した第1実施例に対して各ホイールシリンダ油圧を検知することにより、目標のホイールシリンダ油圧を正確に得ようとするものであり、エンジン出力は制御しない例であ

る。各輪のホイールシリンダ油圧を検知する油圧センサをつけることにより、第3図に示すような構成のシステムを用いると、各輪のホイールシリンダ油圧を正確に、しかも任意に変化させることができる。したがって、車両が安定した旋回が可能な限界に近づいた場合に車両を減速させるとき、単に通常のブレーキと同様な単一の液圧配分(制動力配分)ではなく、プロポーションングバルブ付を含む車両の減速中に、車両が不安定とならないように液圧(制動力)を配分することが可能となる。すなわち、旋回内方後輪側を低減して横力を確保するようにする(第6, 7図参照)。すなわち、従来の旋回内方後輪側の制動力が F_1 、横力が F であったのに対して、制動力を $\downarrow F_1$ だけ減少させることにより、横力を $\downarrow F$ だけ増加させることができる。これにより従来のスピンモーメント M を M_1 だけ減少させることができ、車両を安定化させることができる。

また油圧センサだけでなく、ヨーレイトセンサ、ヨー角加速度センサ、横すべり角センサ、および

路面μセンサなどを取り付けることでさらに正確に車両の旋回状態を検知することにより車両挙動をより一層安定させることができる。

(発明の効果)

上述のように、この発明においては、車両旋回時に、車両が安定した旋回が可能な限界に近づいた場合に、積極的(自動的)に車両を減速させることができるようにしたため、この発明によれば、車両旋回時に、運転者の意志にかかわらず車両が安定した旋回が可能な限界を越えないように制御され、運転者の予想に反してコーナーのカーブが急である場合などにオーバースピードでコーナーに突入した場合においても、すばやく適正な車両の減速が行われることによって、運転者がパニック状態におちいることによる急ブレーキ操作や、急ハンドル操作を阻止して車両の安定性を確保することができるという効果が得られる。

またこの発明によれば、上記のような不意に車両が危険な状態になるのを防ぐのとは逆に、運転者が高速で、コーナーを曲がりたい場合には、車

両の安定性を確保しうる最高の速度でコーナーを
曲がることが可能になるという効果も得られる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の概要を示す構成図、

第2図は本発明の一実施例の全構成を示すブロック図、

第3図は第2図中の油圧系および電子回路の一部を示すシステム図、

第4図は第2図のECUの演算処理を示すフローチャート、

第5図は他の実施例の演算処理を示すフローチャート、

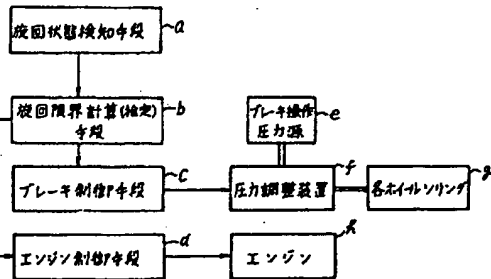
第6図は横方向力と制動力の関係説明図、

第7図は車両の旋回時の説明図、

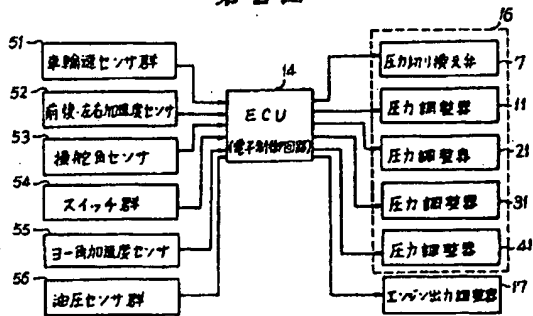
第8図は車両の曲路走行時の説明図である。

- a…旋回状態検知手段
- b…旋回限界計算(推定)手段
- c…ブレーキ制御手段
- d…エンジン制御手段
- e…ブレーキ操作圧力源
- f…圧力調整器
- g…各ホイールシリンダ

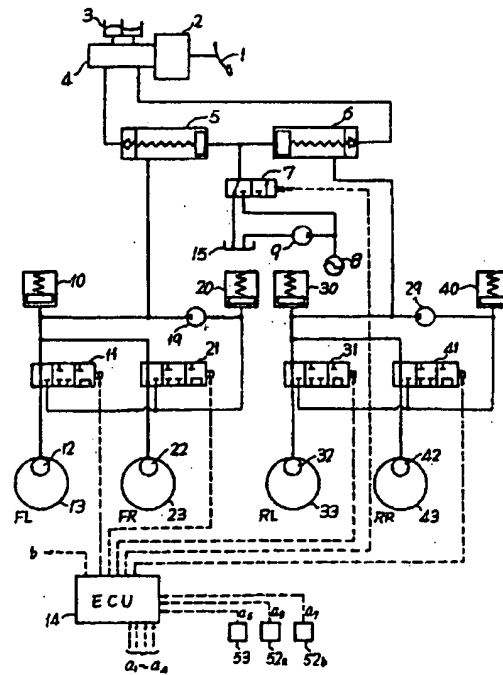
第1図



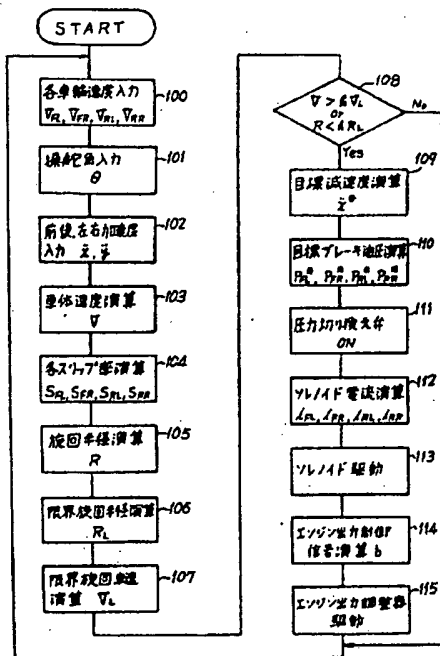
第2図



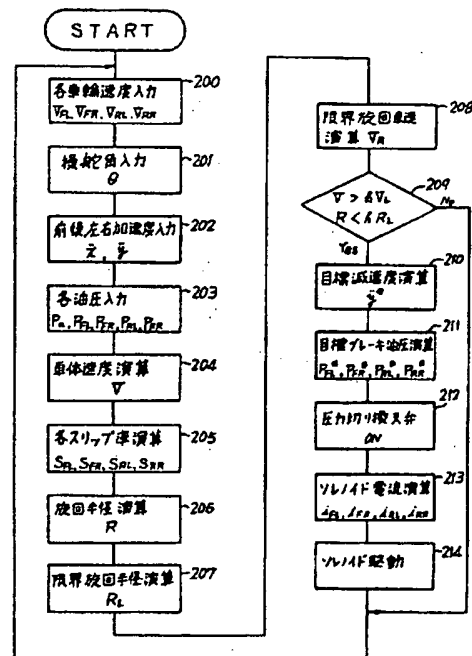
第3図



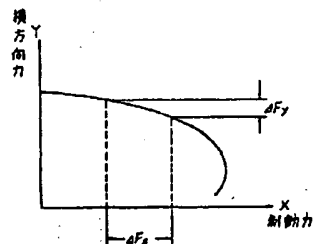
第 4 図



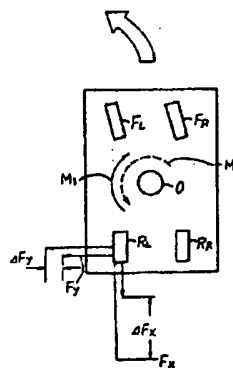
第 5 図



第 6 図



第 7 図



第 8 図

